

Pengujian Karakteristik Unjuk Kerja Radiator

Bambang Teguh Prasetyo

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Trisakti
Kampus A, Gedung Heri Hartanto- Lt.5, Jl. Kyai Tapa No 1, Grogol, Jakarta Barat 11440
Telp. 5663232 Ext: 434, Fax: 5605841, E-mail: prasetyo@doctor.com

ABSTARCT: Radiator Performance Characteristic Test. Test of radiator performance characteristic at various flow rates has been done. The test is aimed to verify the specification given by vendor and to define radiator performance, such as temperature effectiveness (ϵ), Number of Transfer Unit (NTU) and pressure drop at around of design condition as a solution of rating problem. Based on the test results this radiator was well designed. Temperature effectiveness varies around 60 to 85% and NTU showed a good agreement with the theoretical model. The different are around 0.1% to 5.3%. Pressure drops are still accepted by design criteria. Especially for air side, the pressure drops are around 29 to 392 Pa which are still inferiors than 900Pa.

Keywords: test, performance, rating, radiator, temperature effectiveness, Number of Transfer Unit.

PENDAHULUAN

Radiator merupakan komponen penting dari *engine*. Kegunaan utama diantaranya adalah: untuk mengontrol agar temperatur *engine* selalu uniform, untuk menghindari distorsi termal pada setelan bantalan dan silinder, untuk mempertahankan temperatur *engine* cukup tinggi agar tidak terjadi kondensasi gas-gas dalam silinder dan peti engkol, dan mempertahankan temperatur *engine* tidak terlalu tinggi untuk menghindari kerusakan minyak pelumas.

Oleh sebab itu perlu dipilih radiator yang tepat guna memenuhi kebutuhan tersebut di atas. Disamping itu dalam pemilihan radiator perlu dipertimbangkan dimensi dan berat, rugi tekanan aliran baik sisi air maupun sisi udara, agar konsumsi daya untuk keperluan tersebut dapat diminimisasi.

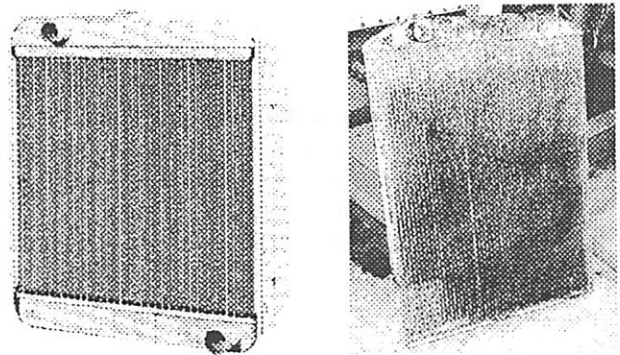
Dalam konteks tersebut di atas, dengan maksud mendukung upaya meningkatkan penguasaan teknologi, Balai Termodinamika, Motor dan Propulsi - BPPT menyediakan fasilitas uji.

Menentukan kinerja perpindahan panas dan rugi tekanan pada sebuah radiator yang ada disebut sebagai permasalahan *rating*. Tujuan dari *rating* adalah untuk memverifikasi spesifikasi yang dikeluarkan oleh vendor atau untuk menentukan unjuk kerja di luar kondisi desain [4].

Paper ini memuat karakteristik radiator berdasarkan pengujian pada berbagai laju aliran untuk keperluan *rating*. Metoda yang digunakan adalah efektivitas temperatur (ϵ) - Number of Transfer Unit (NTU) [2], sehingga data-data yang diperlukan adalah: konstruksi, tatanan aliran dan dimensi keseluruhan, laju aliran fluida, temperatur fluida masuk dan , keluar. Laju aliran kalor total Q , koefisien perpindahan panas menyeluruh U , ϵ , NTU dan rugi tekanan pada setiap sisi aliran ditentukan kemudian sebagai solusi permasalahan *rating*.

• Terminologi Radiator

Terminologi radiator secara umum digunakan untuk mencirikan jenis Alat Penukar Kalor (APK) yang difungsikan untuk melepas kalor ke lingkungan. Radiator otomotif sebagaimana ditunjukkan dalam Gambar 1 adalah salah satu jenis APK pipa bersirip dengan aliran silang dalam mana air yang didinginkan mengalir di dalam pipa-pipa dan udara pendingin mengalir tegak lurus di luar pipa.



Gambar 1. Radiator

Dari banyak eksperimen mengindikasikan bahwa jenis pipa pipih dengan sirip pelat memberikan kinerja perpindahan kalor mendekati optimum, ringan dan kompak, kuat, dan biaya fabrikasinya relatif murah. Yang menjadi pertanyaan besar dalam memilih jenis matriks pemindah panas adalah jarak sirip yang optimum. Bila jumlah sirip per meter dinaikkan, APK dapat dibuat menjadi lebih kompak. Akan tetapi pada kondisi demikian, APK akan menjadi lebih sensitif terhadap penyumbatan oleh kotoran, serangga, dll. Dalam praktek, untuk kegunaan otomotif telah ditemukan 10 s/d 12 sirip per inch (2,54 cm) adalah kompromi yang baik [1].

Dalam perancangan, pertimbangan temperatur air harus cukup tinggi sangat penting agar uap air dalam gas pembakaran yang lolos ke ruang engkol tidak mengembun dan mudah diventilasi ke luar. Namun demikian, temperatur juga tidak boleh terlalu tinggi karena bisa menyebabkan kerusakan pelumas akibat oksidasi dan *cracking*.

Untuk meminimisasi ukuran radiator, lebih disukai mengoperasikan sistem yang didinginkan pada temperatur setinggi yang mungkin bisa dicapai untuk memberikan beda temperatur maksimum antara air dan udara pendingin. Di sisi lain, untuk meminimisasi kerugian penguapan air pendingin, lebih disukai untuk mempertahankan temperatur sistem lebih rendah dari temperatur didih air pendingin. Hal ini bisa diatasi dengan sistem bertekanan dalam batas yang diijinkan oleh karet penghubung. Namun demikian permasalahannya menjadi kompleks. Pengalaman mengindikasikan bahwa sistem bekerja pada temperatur antara 82–93°C adalah kompromi yang baik untuk kedua keperluan tersebut di atas [1].

Kondisi paling sulit pada perancangan apabila udara atmosfer sangat panas, dimana temperatur udara masuk radiator bisa mencapai 38°C. Pada motor bensin, bila temperatur udara terlalu tinggi di sekitar pompa bensin akan menyebabkan pendidihan bensin dan penyumbatan aliran oleh uap bensin. Untuk menghindari dampak negatif tersebut, dan untuk mempertahankan beda temperatur rata-rata logaritmis (LMTD) sebesar mungkin, kenaikan temperatur udara melewati radiator sebaiknya dibatasi pada 8 s/d 12°C [1].

Untuk mengalirkan udara pendingin digunakan fan isap. Pertimbangan utama dalam pemilihan fan adalah kebutuhan daya dan kebisingan. Untuk itu perlu dibatasi kerugian tekanan aliran udara menyilang radiator sekitar 900 Pa [1].

• Karakteristik Termal Radiator

Karakteristik termal APK ditentukan antara lain oleh koefisien perpindahan panas menyeluruh U , ε dan NTU. U pada prinsipnya dapat langsung dihitung berdasarkan data geometri yang telah diketahui dan data proses dari eksperimen dengan menggunakan persamaan berikut [2]:

$$U = \frac{Q}{A \Delta T_m} \quad (1)$$

dimana :

Q : laju perpindahan panas (W)

A : luas permukaan perpindahan panas dimana U direferensikan (m^2)

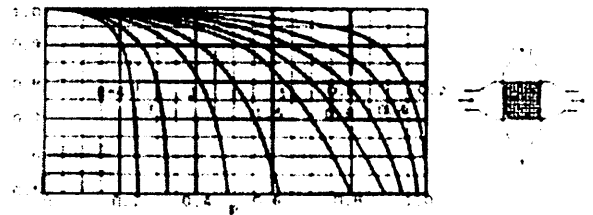
ΔT_m : beda temperatur rata-rata ($^{\circ}C$),

Dalam kasus dimana kedua fluida yang saling bertukar kalor mengalir secara silang, menurut [2]:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD_{cf} \quad (2)$$

dimana F adalah faktor koreksi untuk aliran silang, ditentukan dengan Gambar 2 sebagai fungsi P dan R dimana:

$$P = \frac{T_{u,o} - T_{u,i}}{T_{a,i} - T_{u,i}} ; \quad R = \frac{T_{a,i} - T_{a,o}}{T_{u,o} - T_{u,i}}$$



Gambar 2. F untuk Aliran Silang dengan Kedua Fluida Tidak Bercampur [2]

$LMTD_{cf}$ adalah beda temperatur rata-rata logaritmik untuk aliran berlawanan arah, yang menurut Gambar 3 didefinisikan sebagai [2]:

$$LMTD_{cf} = \frac{(T_{ai} - T_{uo}) - (T_{ao} - T_{ui})}{\ln \left(\frac{T_{ai} - T_{uo}}{T_{ao} - T_{ui}} \right)} \quad (3)$$

dengan:

T_{ai} : temperatur air panas masuk ($^{\circ}C$)

T_{ao} : temperatur air panas keluar ($^{\circ}C$)

T_{uo} : temperatur udara pendingin keluar ($^{\circ}C$)

T_{ui} : temperatur udara pendingin masuk ($^{\circ}C$)

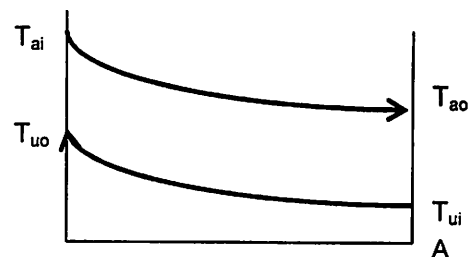
Laju perpindahan panas Q , ditentukan dengan menggunakan persamaan 14 dan 15, dimana m_a dan m_u masing masing adalah laju aliran massa air dan udara (kg/s).

Efektivitas termal suatu APK dalam konteks ini didefinisikan sebagai [2]:

$$\varepsilon = \max (\varepsilon_a, \varepsilon_u) \quad (4)$$

dimana:

$$\varepsilon_a = \frac{T_{ai} - T_{ao}}{T_{ai} - T_{ui}} ; \quad \varepsilon_u = \frac{T_{uo} - T_{ui}}{T_{ai} - T_{ui}} \quad (5)$$



Gambar 3. Profil Temperatur Aliran Berlawanan

NTU secara eksperimental ditentukan sebagai berikut [2]:

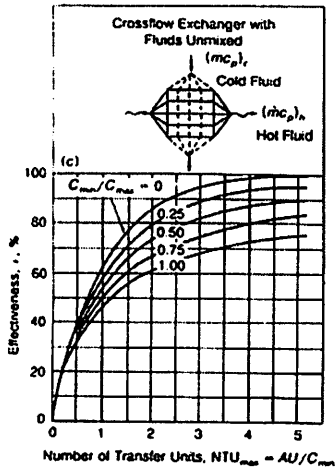
$$NTU = \frac{U A}{C_{min}} \quad (6)$$

Sedangkan secara analitis harga NTU ditentukan dengan menggunakan Gambar 4 [2] sebagai fungsi dari ϵ , R sesuai dengan jenis tatanan alirannya, dimana:

R : rasio kapasitas panas = $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ (7)

C_{min} : min ($m_a C_{p_a}$, $m_u C_{p_u}$)

C_{max} : max ($m_a C_{p_a}$, $m_u C_{p_u}$)



Gambar 4. ϵ -NTU [2]

• Deskripsi Benda Uji

Radiator adalah salah satu jenis APK jenis *Air Cooled tipe induced draft*, dengan tube bersirip, mempunyai tatanan aliran *cross-flow* (Gambar 1).

Air yang didinginkan mengalir di dalam tube, satu *pass*, sedangkan udara pendingin mengalir ke belakang menyilang tegak lurus jajaran tube tersebut. Beberapa spesifikasi besaran penting radiator yang diuji diberikan pada Tabel 1. Adapun spesifikasi kinerja radiator dari fabrikator ditunjukkan pada Table 2.

Tabel 1. Besaran Penting Dimensi Radiator

Data Kanal Udara	
Tinggi/lebar/tebal kanal udara radiator, mm	: 814 / 647 / 84
Data Tube	
Jumlah tube	: 255 (1 tidak berfungsi)
Jumlah tube raw	: 5
Susunan tube	: in-line
Jarak tube (pitch), mm	: 71,12
Jumlah tube pass	: 1
Tinggi efektif, mm	: 814
Panjang sisi luar tube, mm	: 12
Lebar sisi luar tube, mm	: 1,8
Tebal tube, mm	: 0,4
Material	: Tembaga
Data Sirip	
Jumlah sirip / m	: 570
Tinggi sisirip, mm	: 11,4/2
Tebal sirip, mm	: 0,13
Material	: Aluminium

Tabel 2. Spesifikasi Teknis dari Vendor

Spesifikasi Kinerja	
Daya Termal yg dipindahkan, kW	: 161,5
Pada kondisi:	
Laju aliran air, kg/s	: 10
Laju aliran udara, kg/s	: 4
Temperatur air masuk/keluar, °C	: 90 / 86,2
Temperatur udara masuk/keluar, °C	: 30 / 37
Rugi tekanan sisi udara, mm k.a	: 10

METODOLOGI

Metoda pendekatan yang digunakan dalam penelitian ini adalah *rating* yaitu, memverifikasi spesifikasi teknis yang dikeluarkan oleh vendor dan menentukan kinerja di luar kondisi desain dengan cara pengujian. Hasil pengujian yang dimaksud berupa harga-harga daya termal yang dipindahkan Q , koefisien perpindahan panas menyeluruh U , efektivitas temperatur ϵ dan NTU pada berbagai laju aliran massa.

Metoda Pengujian

Pengujian dilaksanakan dengan mengacu kepada Standard Industri Jepang (JIS No. D 1614 - 91) dan Standar Industri Indonesia (SII No. 0699 -82).

Untuk keperluan *rating* pengujian seharusnya dilaksanakan pada besaran sesuai spesifikasi teknis dan pada berbagai laju aliran udara dan air. Namun demikian karena keterbatasan kemampuan untai uji, pengujian pada kondisi sesuai spesifikasi teknis tidak bisa dicapai. Untuk itu spesifikasi teknis dianggap sebagai hasil ekaperimental yang akan dikaji kinerjanya secara teoritis. Selanjutnya program pengujian (debit aliran dan temperatur masuk) disusun seperti pada Tabel 3.

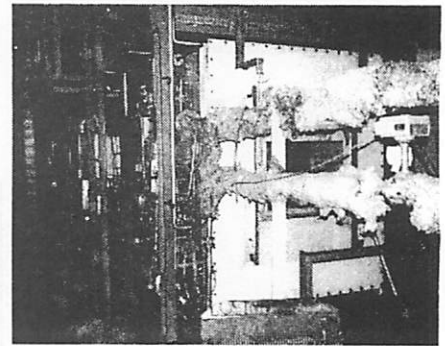
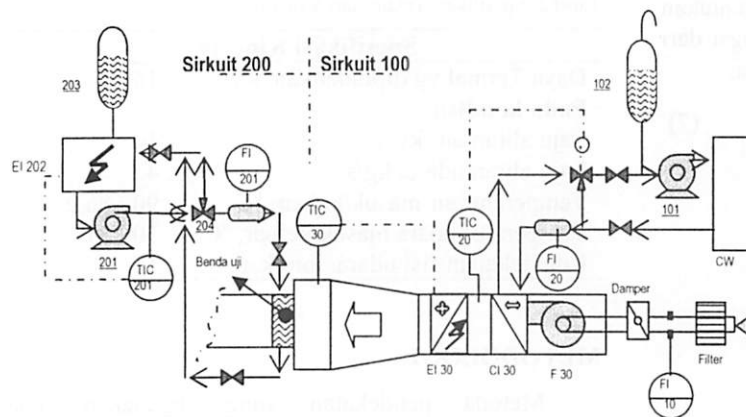
Oleh karena analisis kinerja yang dimaksudkan dalam penelitian ini adalah pada kondisi tunak, maka yang diperlukan adalah data-data yang tercatat setelah tercapai kondisi tunak.

Untai Uji

Pengujian dilakukan pada sebuah untai uji penukar kalor dengan fluida kerja udara-air. Untai uji seperti tersaji dalam Gambar 5 terbagi dalam dua bagian utama, yaitu: sirkuit 200 berfungsi sebagai sumber energi (air panas) dan sirkuit 100 berfungsi sebagai penerima energi (udara).

• Sirkuit 200 (Air Panas)

Air dipanaskan dengan menggunakan pemanas listrik EI 202 yang mempunyai daya maksimum 160kW. Pengaturan daya pemanas berlangsung secara otomatis sesuai harga temperatur yang ditetapkan dari ruang kontrol. Temperatur air maksimum dibatasi 90°C.



(a) Gambar 5. a) Skema Untai Uji, b) Foto Untai Uji

Air panas kemudian dialirkan oleh pompa 201 ke radiator yang diuji dengan debit sesuai yang ditetapkan. Laju aliran air dapat divariasikan dari 1 – 5 kg/s dengan cara membuka/menutup katup 204 secara otomatis. Kelebihan laju aliran air dikembalikan melalui katup *bypass* menuju saluran isap pompa. Untuk menjamin agar tidak terjadi kavitasi pada pompa dan penguapan pada EI 202 digunakan tangki ekspansi bertekanan 203 dengan tekanan operasi normal sekitar 3 bar. Laju aliran air panas diukur oleh debitmeter FI 201 yang dapat dimonitor pada ruang kontrol.

• Sirkuit 100 (Udara)

Udara pendingin dialirkan melalui sebuah kanal menggunakan sebuah fan F 30 dengan laju aliran dapat divariasikan dari 0,4 - 4 kg/s. Pada kanal udara tersebut dilengkapi sebuah pemanas listrik EI 30 dan koil pendingin CI 30 yang berfungsi untuk mengatur temperatur dan kelembaban udara. Koil pendingin disuplai air dari unit pendingin air CW. Temperatur maximum udara yang bisa dicapai sekitar 50°C

• Seksi uji

Seksi uji mempunyai penampang segi empat dengan lebar dan tinggi penampang dapat disesuaikan dengan ukuran radiator. Ukuran maksimum dari lebar dan tinggi adalah sekitar 1500mm dan 1800mm.

• Alat ukur dan Sistem akuisisi data.

Untai uji dilengkapi dengan alat-alat ukur yang telah dikalibrasi guna memperoleh parameter yang diperlukan dalam pengujian baik sebagai data untuk perhitungan, analisis dan sebagai masukan sistem kontrol peralatan pada untai uji. Penempatan alat-alat ukur dapat dilihat pada skema untai uji seperti pada Gambar 5.

Laju aliran air yang diukur adalah debit volume dengan menggunakan debitmeter *vortex* FI 201 buatan *Endress Hauser* dengan ketelitian $\pm 0,75\%$ terhadap harga pengukuran. Sedangkan laju aliran udara diukur

menggunakan *orifice* FI 10 dengan ketelitian 1% dari harga terukur.

Temperatur aliran baik udara maupun air diukur dengan menggunakan termokopel tipe K diameter 1mm dengan julat pengukuran 0 – 100°C dan ketelitian $\pm 0,3^\circ\text{C}$. Sesuai standar yang diacu, temperatur udara masuk dan keluar seksi uji masing-masing diukur dengan enam termokopel yang didistribusi merata pada masing-masing penampang masuk dan keluar.

Sedangkan tekanan dan rugi tekanan aliran fluida diukur dengan *pressure transducer* dan *differential pressure transducer* dengan ketelitian $\pm 1\%$ terhadap julat maksimum.

Semua parameter yang diukur disimpan di dalam komputer melalui rangkaian sistem akuisisi data.

Pengolahan data eksperimental

• Laju aliran massa.air

Pada untai uji, debit yang diukur adalah debit volume dalam liter/menit. Konversi menjadi laju aliran massa dihitung dengan hubungan [3]:

$$m_a = q_a \cdot \rho_a(T_a) \cdot 10^{-3} \cdot 60 \quad (\text{kg/s}) \quad (8)$$

dimana q_a adalah debit volume yang diukur (l/men), $\rho_a(T_a)$ adalah masa jenis air pada temperatur air yang diukur di dekat debitmeter (kg/m^3).

• Laju aliran massa.udara

Analog dengan pengukuran debit air, laju aliran udara dikonversikan dengan hubungan[3]:

$$m_u = q_u \cdot \rho_u(T_u) \quad (\text{kg/s}) \quad (9)$$

dimana q_u adalah debit volume udara (m^3/s) yang ditentukan berdasarkan pengukuran profil kecepatan dengan pipa pitot v_u , $\rho_u(T_u)$ adalah masa jenis udara (kg/m^3) pada temperatur air yang diukur di dekat pitot.

Debit udara q_u dapat dihitung dengan hubungan:

$$q_u = S \cdot v_u \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (10)$$

dimana S adalah luas penampang kanal udara (m²), v_u adalah rata-rata kecepatan (m/s) yang diukur dengan pipa pitot di sejumlah tempat pada penampang kanal, yang ditentukan dengan hubungan [3]:

$$v_u = \sqrt{2 \frac{h_d}{g \rho_u (T_u)}} \quad (\text{m/s}) \quad (11)$$

dimana g adalah percepatan gravitasi = 9,81(m/s²), h_d adalah tekanan dinamis (kgf/m²) yang diberikan oleh sejumlah pitot (n) dan ditentukan dengan hubungan :

$$h_d = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n h_{di} \quad (\text{kgf/m}^2) \quad (12)$$

Massa jenis udara $\rho_u(T_u)$ ditentukan berdasarkan hubungan sebagai berikut [3]:

$$\rho_u = \frac{1,293}{1 + 0,00367 T_{ui}} \frac{H}{760} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (13)$$

dimana H adalah tekanan atmosfer pada saat pengukuran (mmHg) dan T_{ui} adalah temperatur udara memasuki kanal (K).

• Laju perpindahan panas sisi air

Berdasarkan data temperatur air masuk dan keluar radiator, serta data laju alir m_a , dapat dihitung laju perpindahan panas sisi air:

$$Q_a = m_a C_{p_a} (T_{ai} - T_{ao}) \quad (\text{kW}) \quad (14)$$

dimana C_{p_a} adalah panas jenis air pada temperatur air rata-rata $(T_{ai} + T_{ao})/2$, sedangkan T_{ai} dan T_{ao} masing-masing adalah temperatur air masuk dan keluar radiator yang diuji.

• Laju perpindahan panas sisi udara

Laju perpindahan panas sisi udara Q_u ditentukan sebagai berikut :

$$Q_u = m_u (h_{uo} - h_{ui}) \quad (\text{kW}) \quad (15)$$

dimana h_u adalah entalpi jenis udara yang ditentukan sebagai berikut [3]:

$$h_u = C_{p_u} T_u + w(2503,672 + C_{p_v} T_u) \quad (16)$$

dengan:

C_{p_u} : panas jenis udara kering (J/kg°C):

$$C_{p_u} = \frac{1000}{28,96} \cdot (28,91 + 0,4282 \cdot 10^{-2} T_u + 0,193 \cdot 10^{-5} T_u^2) \quad \dots\dots\dots(17)$$

T_u : temperatur udara rata-rata (°C)

w : kelembaban absolut

$$w = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \quad (\text{kg uap/kg udara kering}) \quad (18)$$

P : tekanan udara (N/m²)

P_v : tekanan uap jenuh (N/m²)

$$P_v = (1,007 + 3,46 \cdot 10^{-8} P) 611,21 \cdot \exp \left[\frac{17,502 T_r}{240,9 + T_r} \right] \quad (19)$$

T_r : temperatur pengembunan (°C)

C_{p_v} : panas jenis uap air pada T_u (J/kg°C)

$$C_{p_v} = -0,17158 \cdot 10^{-4} \cdot T_u^3 + 0,15141 \cdot 10^{-1} \cdot T_u^2 - 0,39187 \cdot 10^{-1} \cdot T_u + 2288 \quad (20)$$

Dengan diketahui A dari data geometri radiator, dan diperolehnya harga Q dari eksperimental, maka dapat ditentukan harga eksperimental U, ε, dan NTU masing-masing dengan menggunakan persamaan 1, 4 dan 6.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Karakteristik Termal

Parameter selama proses pengujian yang terukur dan ditunjukkan oleh sistem akuisisi data adalah seperti pada Tabel 4. Tampak bahwa selama pengujian parameter yang ditetapkan dapat dipertahankan dan diulang dengan baik. Laju aliran air (m_a) misalnya, fluktuasi pada setiap harga yang ditetapkan berkisar 0,31%. Sedangkann untuk m_u , T_{ai} dan T_{ui} masing-masing fluktuasinya adalah sekitar 0,3%, 0,11% dan 0,21%.

Hasil perhitungan dengan menggunakan data-data eksperimental tersebut dalam bentuk harga Q, U, ε dan NTU dinyatakan dalam Tabel 5 kolom eksperimental. Selanjutnya dengan data yang sama, dilakukan perhitungan NTU secara teoritis, yang hasilnya dimuat dalam Tabel 5 kolom teoritis.

Tabel 4. Hasil Pengujian

Tes	m_a (kg/s)	m_u (kg/s)	T_{ai} (°C)	T_{ao} (°C)	T_{ui} (°C)	T_{uo} (°C)
Tes 1	4,78	3,84	88,2	81,3	37,2	72,2
Tes 2	4,78	3,02	88,2	82,3	37,3	74,9
Tes 3	4,77	2,01	88,2	83,9	37,2	78,2
Tes 4	4,77	1,01	88,3	85,9	37,2	80,9
Tes 5	4,77	0,52	88,2	87,2	37,1	79,7
Tes 6	3,23	3,85	88,3	78,3	37,3	70,7
Tes 7	3,22	3,00	88,2	79,7	37,2	73,5
Tes 8	3,22	2,01	88,1	81,8	37,1	77,3
Tes 9	3,24	1,00	88,2	84,8	37,2	80,6
Tes 10	3,24	0,52	88,2	86,6	37,3	80,5

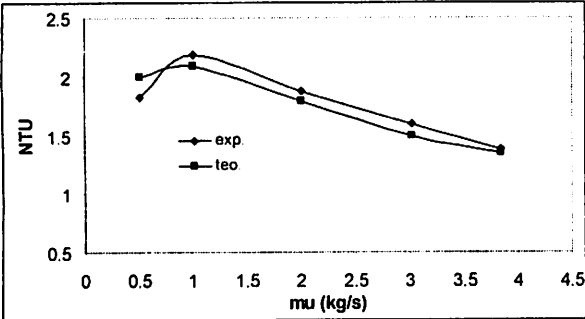
Tabel 5. Hasil pengujian dan perhitungan analitis

Tes	Eksperimental							Teoritis		
	Q_a (kW)	Q_u (kW)	ΔT_m (°C)	U_i (W/m ² °C)	U_o (W/m ² °C)	ϵ	NTU_i	NTU_o	C_{min}/C_{max}	NTU
Tes 1	137.764	141.773	26.61	977.3	920.5	0.69	1.30	1.38	0.20	1.35
Tes 2	117.799	118.459	24.97	880.3	829.1	0.74	1.50	1.59	0.16	1.50
Tes 3	85.675	87.103	22.98	699.4	658.8	0.80	1.77	1.88	0.11	1.80
Tes 4	47.819	46.830	21.37	412.0	388.1	0.86	2.07	2.19	0.05	2.10
Tes 5	19.925	23.407	22.98	175.4	165.2	0.83	1.72	1.82	0.03	2.00
Tes 6	134.912	135.283	26.15	961.2	905.4	0.65	1.28	1.35	0.30	1.35
Tes 7	114.322	115.396	24.88	859.0	809.1	0.71	1.45	1.54	0.24	1.49
Tes 8	84.334	84.390	22.91	685.0	645.2	0.79	1.75	1.86	0.16	1.80
Tes 9	46.014	45.203	20.71	409.7	385.9	0.85	2.11	2.24	0.08	2.10
Tes 10	21.654	23.574	21.85	192.6	181.4	0.85	1.90	2.01	0.04	2.00

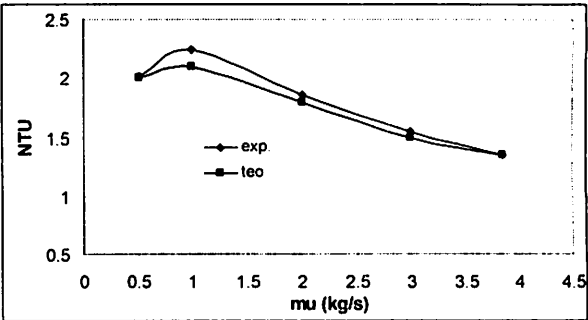
Dari Tabel 5 tampak bahwa harga Q sisi air (Q_a) dan Q sisi udara (Q_u) ada perbedaan berkisar dari 0.1 – 3% pada debit udara > 0,55kg/s. Sedangkan pada debit udara sekitar 0,5 kg/s perbedaan mencapai 8,5% dan yang tertinggi sekitar 16% pada Tes 5. Perbedaan ini disebabkan ketidak akuratan teknik pengukuran debit udara pada kecepatan aliran yang rendah. Menurut pengalaman yang selama ini berlaku, perbedaan masih diijinkan bila $\leq 10\%$. Hal ini juga tercermin pada proses desain dengan perangkat lunak HTFS [5], dimana bila perbedaannya $\leq 10\%$ tidak dinyatakan sebagai *error*.

Pada harga C_{min}/C_{max} yang mendekati sama (Tes 2 dan Tes 8) menunjukkan adanya kenaikan harga ϵ bila NTU bertambah. Pada harga NTU yang mendekati sama (Tes 1 dan Tes 6), ϵ bertambah dengan turunnya C_{min}/C_{max} . Oleh karena seluruh harga $\epsilon > 0,4$ perubahan C_{min}/C_{max} berpengaruh cukup signifikan terhadap ϵ . Ketiga fenomena tersebut dibenarkan secara teoritis [2]. Dari hasil seluruh tes yang dilakukan, harga ϵ berkisar 60% – 85%, sehingga semua fenomena tersebut di atas menunjukkan bahwa radiator tersebut sudah didesain dengan baik.

Pernyataan terakhir tersebut bisa diperkuat oleh kesesuaian harga NTU eksperimental dan teoritis sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 6 dan 7. Kesesuaian harga mencapai 94,7% - 99,9%, kecuali pada Tes 5 dan 10 yang dengan alasan ketidak akuratan alat ukur pada debit kecil kesalahan mencapai 15% dan menunjukkan kecenderungan yang berbeda.

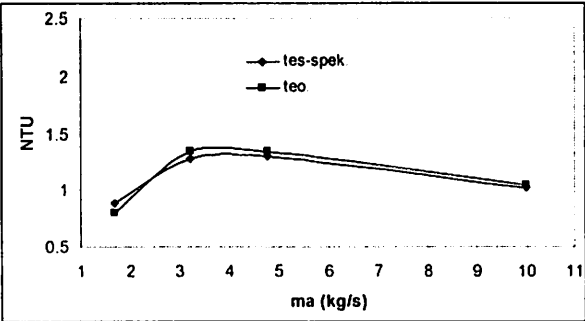


Gambar 6. NTU untuk $m_a=4.78$ (Tes 1 – 5)



Gambar 7. NTU untuk $m_a=3.23$ (Tes 6 – 10)

Sedangkan NTU untuk harga m_u mendekati sesifikasi teknis dan harga m_a berubah dari 1,68 - 4,78 kg/s ditunjukkan pada Gambar 8. Kecenderungan serupa tampak pada gambar ini. Ketelitian tinggi (98%) pada m_a tinggi, dan sebaliknya (90%) pada m_a rendah untuk alasan keakuratan debit meter air.



Gambar 8. NTU untuk $m_u \sim 10\text{kg/s}$

Rugi tekanan (ΔP)

Harga eksperimental rugi tekanan aliran baik sisi air maupun sisi udara diperoleh langsung dari data pengukuran. Untuk sisi air, besarnya berkisar 18 kPa untuk debit besar dan 9 kPa untuk debit kecil. ΔP pada debit sesuai speifikasi teknis tidak bisa di laksanakan, nemun demikian menurut vendor harga ΔP masih diijinkan. Sedangkan untuk sisi udara masing-masing adalah sekitar 392 Pa dan 29 Pa. Menurut spesifikasi teknis berkisar 100 Pa dan menurut [1] sekitar 900 Pa

sehingga secara umum masih pada batas-batas yang ditoleransi oleh kondisi desain.

SIMPULAN

Telah dilakukan pengujian kinerja radiator pada untai uji di BTMP-BPPT. Pengujian dilakukan pada berbagai variasi debit aliran air dan udara. Dengan keterbatasan untai uji, debit aliran air sesuai spesifikasi teknis tidak dapat dilakukan. Untuk itu spesifikasi teknis dianggap sebagai hasil ekaperimental yang kemudian dikaji kinerjanya secara teoritis.

Dari data yang diperoleh telah dapat dianalisis untuk memberikan gambaran karakteristik termalnya, khususnya efektivitas temperatur ϵ dan NTU. Harga ϵ berkisar 60% – 85%, sehingga semua fenomena tersebut di atas menunjukkan bahwa radiator tersebut sudah didesain dengan baik. Hal ini diperkuat oleh kesesuaian harga NTU eksperimental dan teoritis yang mencapai besaran sekitar 94,7% - 99,9% termasuk di antaranya harga pada spesifikasi teknis dari vendor.

Demikian juga harga rugi tekanan, khususnya sisi aliran udara yang masih dalam batas yang direkomendasikan oleh desain. Namun demikian tetap

disarankan melakukan pengujian pada parameter yang dispesifikasikan untuk memberikan hasil yang lebih komprehensif.

UCAPAN TERIMAKASIH

Ucapan terimakasih disampaikan pada I. Jeffrey Barus, alumni Jurusan Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Trisakti atas kolaborasinya sehingga studi ini bisa terlaksana dengan baik.

DAFTAR PUSTAKA

1. Artur P. Fraas, *Heat Exchanger Design*, 1989, 2nd Edition, John Wiley & Sons.
2. Sadik Kacac, *Boilers, Evaporators, and Condensers*, 1991, John Wiley & Sons, Inc..
3., *Proprietes Physiques de Quelques Fluides Utilises dans les Echnageurs de Chaleurs*, 1993, CETIAT, France.
4. R. K. Shah, E. C. Subbarao, R. A. Mashelkar, *Heat Transfer Equipment Design*, 1988, Hemisphere Publishing Corp..
5. H.J. Brackenbury et al., *TASC3 : Shell and Tube Heat Exchanger Program, Part 1 : Technical Manual (revision 1)*, HTFS, 1993.